

ลักษณะเฉพาะของการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขดแบบสปริงติดครีบกภายใต้สภาวะผิวแห้ง
Heat transfer characteristics of a helically coiled finned tube heat exchanger under dry-surface conditions

ธนภัทร บุญศรี* และ สมชาย วงศ์วิเศษ

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี
126 ถ.ประชาธิปไตย แขวงบางมด เขตทุ่งครุ กรุงเทพฯ 10140
*ติดต่อ: E-mail: roumsak.boon@hotmail.com , โทรศัพท์ 08-1672-2290

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้เป็นการศึกษาเชิงการทดลอง ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขดแบบสปริงติดครีบ ที่สร้างมาจากท่อทองแดงซึ่งถูกขดเป็นวงสปริง 7 ชั้น โดยมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางต่างกัน 4 วงซ้อนกัน และติดครีบบอลมีเนียมโดยรอบท่อ ของไหลทำงานที่ใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนคือน้ำกับอากาศ โดยที่น้ำจะไหลอยู่ภายในท่อ ส่วนอากาศจะไหลตามขวางผ่านท่อ โดยทำการศึกษาลักษณะเฉพาะของการถ่ายเทความร้อน และสมรรถนะของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขดแบบสปริงติดครีบ ผลการทดลองถูกแสดงในรูปของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนด้านน้ำแสดงในรูปของเลขนัสเซลต์ (Nusselt Number) ส่วนสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยด้านอากาศแสดงในรูปของแฟกเตอร์โคลเบิร์น (Colburn J Factor) สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนด้านน้ำและอากาศถูกนำไปสร้างเป็นสหสัมพันธ์เลขนัสเซลต์ที่ได้จากการทำนายผลจากสหสัมพันธ์มีการกระจายตัวของข้อมูลอยู่ในช่วง ± 5 เปอร์เซ็นต์ ส่วนค่าแฟกเตอร์โคลเบิร์นมีการกระจายตัวของข้อมูลอยู่ในช่วง ± 15 เปอร์เซ็นต์ ลักษณะเฉพาะของการถ่ายเทความร้อนและตัวแปร เช่น ประสิทธิภาพ, อุณหภูมิน้ำและอากาศที่ทางออก และ อัตราการถ่ายเทความร้อน ที่ได้ถูกนำไปเทียบกับค่าที่ได้จากการทดลอง ผลที่ได้พบว่าค่าที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์มีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกันและอยู่ในเกณฑ์ที่ยอมรับได้

คำหลัก: ครีบบวมกลม / ท่อขดแบบสปริง / ลักษณะเฉพาะการถ่ายเทความร้อน / สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนด้านน้ำ / สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนด้านอากาศ

Abstract

This paper presents the heat transfer characteristics and thermal performances of a helically coiled finned tube heat exchanger under dry-surface conditions are experimentally investigated. The test section is a helically coiled finned tube heat exchanger consists of the shell and helical coil unit. The heat exchanger consists of 4 concentric helically coiled tubes of 7 layers of different diameters. Each tube is constructed by bending straight copper tube into a helical coil. Crimp spiral fins made from aluminum are placed helically around the tube.

The water and air are used as working fluids. The results obtained from the experiments provide the tube-side heat transfer coefficients presented in the term of the Nusselt numbers. Air-side heat transfer coefficients are presented in term of the Colburn J factors. The tube-side and air-side heat transfer coefficients obtained from experiments are fitted in to the forms of the presented correlations. The Nusselt numbers obtained from the correlations are correlated within ± 5 percentage, while the Colburn J factors from the correlations failed within ± 15 percentage. The heat transfer characteristics and the relevant parameters of the helically coiled finned tube heat exchanger, for examples: the effectiveness, the outlet-water and air temperatures, and the heat transfer rate obtained from the models are validated by comparison with the measured results obtained from the experiments. The results obtained from the models show reasonable agreement with the experimental data.

Keywords: Air-side heat transfer coefficient / Crimped spiral fin / Heat transfer characteristics / Helically coiled tube / Tube-side heat transfer coefficient

1. บทนำ

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบขดแบบสปริงติดครีบ เป็นอีกทางเลือกหนึ่งของการเลือกใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน เนื่องจากอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนประเภทนี้ต้องการพื้นที่ในการติดตั้งน้อยกว่าและในขณะที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อนของไหลภายในท่อที่ไหลอยู่จะเกิดแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางซึ่งมีผลให้ของไหลภายในท่อที่ใกล้กับผนังด้านนอกมีความเร็วเพิ่มขึ้นขณะที่ความเร็วด้านผนังภายในลดลง ส่งผลให้ความต้านทานความร้อนต่ำลง ซึ่งทำให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น ดังนั้นจึงเกิดการถ่ายเทความร้อนมากขึ้น และจากการศึกษางานวิจัยที่เกี่ยวข้องพบว่ายังไม่มีการระบุถึงสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน เลขนัสเซลต์ ค่าแฟกเตอร์โคลเบอร์น และประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้อย่างชัดเจน ซึ่งเอกสาร

งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง นั้นสามารถสรุปได้ดังต่อไปนี้

Dravid และคณะ [1] ทำการศึกษาถึงผลกระทบของการไหลชั้นที่สอง (Secondary Flow) ในการถ่ายเทความร้อนของท่อขดแบบสปริงที่สภาวะการไหลแบบราบเรียบ (Laminar Flow) ทั้งบริเวณช่วงปากทางเข้าของการไหล (Entrance Region) และช่วงการไหลที่พัฒนาเต็มรูปแบบแล้ว (Fully Developed Region) พบว่าค่าที่ได้จากการทำนายผลและค่าจากการทดลองมีค่าใกล้เคียงกัน

Garimella และคณะ [2] ได้ทำการทดลอง เพื่อหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยของของไหลที่ไหลภายในท่อกลมที่ขดแบบสปริง โดยมีสภาวะการไหลแบบราบเรียบ และการไหลแบบขณะเกิดการเปลี่ยนแปลง (Transition) ที่มีรัศมีความโค้งแตกต่างกัน 2 ขนาด และมีสัดส่วนของรัศมีท่อแตกต่างกัน 2 ขนาด และเขาพบว่า

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของท่อที่ขีดแบบสปริงมีค่าสูงกว่าท่อตรง โดยเฉพาะในสภาวะการไหลในชั้นที่เป็นการไหลแบบราบเรียบ

Figueiredo และ Raimundo [3] ได้ทำการทดลองเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนระหว่างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขีดแบบสปริงกับแบบกันหอย จากผลการทดลองพบว่าประสิทธิภาพของการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบกันหอย สูงกว่าของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขีดแบบสปริง เมื่อเปรียบเทียบผลจากแบบจำลองกับการทดลองถือว่าสอดคล้องกันดี

Xin และ Ebadian [4] ได้ทำการศึกษาว่าการเปลี่ยนแปลงเลขพรันด์เทิล (Prandtl Number) และรูปร่างของท่อขีดแบบสปริงที่มีผลต่ออัตราการถ่ายเทความร้อน โดยใช้ท่อขีดแบบสปริงที่มีลักษณะการบิดและสัดส่วนความโค้งแตกต่างกัน 5 ชุด และใช้ของไหลทำงานที่แตกต่างกัน 3 ชนิด จากการศึกษาเขาได้พบว่าค่า เลขนัสเซลต์จะเพิ่มขึ้นเมื่อเลขพรันด์เทิล และเลขดีน (Dean Number) เพิ่มขึ้น

Prabhanjan และคณะ [5] ได้ทำการเปรียบเทียบอัตราการถ่ายเทความร้อนระหว่างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขีดแบบสปริง กับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อตรงยาว จากผลการทดลองพบว่ารูปร่างของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีผลกระทบต่อสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

Naphon และ Wongwises [6] ได้ทำการศึกษาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขีดแบบกันหอย ภายใต้สภาวะผิวแห้งและผิวเปียก พบว่าทั้งสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายใน

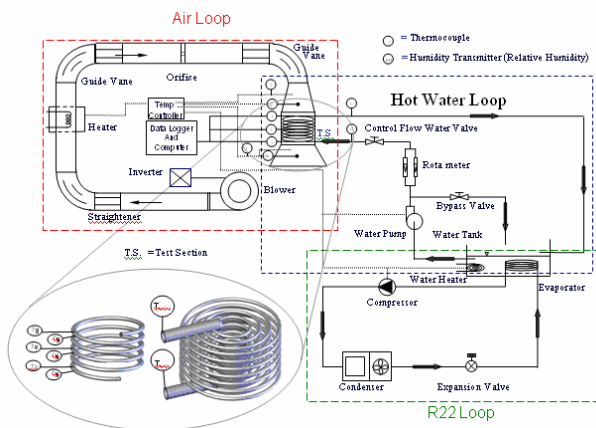
ท่อและนอกท่อของการทดลองภายใต้สภาวะผิวเปียกมีค่าสูงกว่าสภาวะผิวแห้ง

2. อุปกรณ์และขั้นตอนการทดลอง

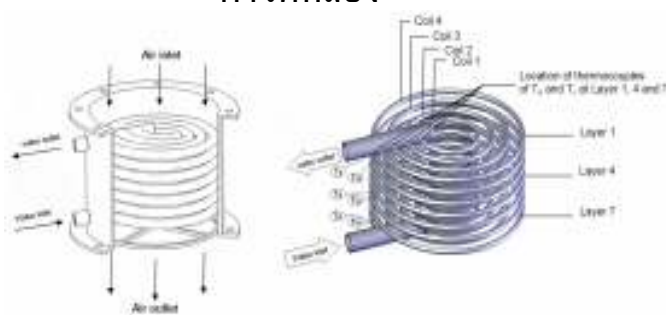
ชุดการทดลองประกอบด้วยระบบหลัก 3 ระบบคือ ระบบทำความร้อนให้กับอากาศ ระบบน้ำร้อน และระบบทำความเย็น ดังแสดงในรูปที่ 1 หน้าที่และอุปกรณ์การทำงานของแต่ละระบบเป็นดังนี้

ระบบทำความร้อนให้กับอากาศใช้เครื่องเป่าลม (Blower) จ่ายอากาศให้ไหลไปตามท่อลมที่หุ้มด้วยฉนวนซึ่งสามารถปรับอัตราการไหลของอากาศได้โดยการเปลี่ยนแปลงความถี่กระแสไฟฟ้าของมอเตอร์เครื่องเป่าลมโดยใช้ตัวผกผัน (Inverter) ส่วนอุปกรณ์อุ่นอากาศ (Reheater) จะทำหน้าที่ให้ความร้อนกับอากาศตามต้องการ โดยสามารถตั้งค่าอุณหภูมิได้ที่เครื่องควบคุมอุณหภูมิ (Temperature Controller) และแมนอมิเตอร์แบบดิจิตอล (Digital Manometer) ถูกใช้สำหรับวัดความดันที่ตกคร่อม แผ่นช่อง (Orifice Plate) เพื่อใช้ในการคำนวณหาอัตราการไหลของอากาศ อากาศจะไหลผ่านชุดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนหรือส่วนทดสอบ (Test Section) และไหลออกสู่บรรยากาศ โดยมีเครื่องแปลงสัญญาณความชื้น (Humidity Transmitter) ทำหน้าที่วัดความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศที่ทางเข้าและทางออกของชุดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ที่ท่อลมของชุดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจะติดตั้งเทอร์มอคัปเปิลชนิด T (T Type Thermocouple) สำหรับวัดอุณหภูมิของอากาศที่ทางเข้าและทางออกของส่วนทดสอบ โดยเทอร์มอคัปเปิลชนิด T โดยจะติดตั้งทั้งหมด 4 ตำแหน่ง ในแต่ละตำแหน่งจะเยื้องกัน 90 องศา

ส่วนระบบน้ำร้อนนั้น น้ำในถังจะถูกเพิ่มอุณหภูมิโดย อุปกรณ์อุ่นน้ำ (Water Heater) โดยจะทำงานร่วมกับอุปกรณ์ทำความเย็น เพื่อควบคุมอุณหภูมิให้อยู่ในค่าที่กำหนด จากนั้นน้ำจะถูกสูบให้ไหลไปตามท่อ น้ำ และไหลผ่านชุดท่อของชุดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน แล้วไหลกลับมายังถังน้ำดังเดิม ซึ่งสามารถควบคุมอัตราการไหลของน้ำได้โดยการเปิด-ปิดวาล์ว และอ่านค่าอัตราการไหลของน้ำได้จากโรตาริเตอร์ ที่ชุดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจะติดตั้งเทอร์มอคัปเปิลชนิด T สำหรับวัดอุณหภูมิน้ำเข้า-ออก และอุณหภูมิน้ำในท่อชุดและผิวท่อชุดบริเวณชั้นที่ 1, 4 และ 7 ดังรูปที่ 2



รูปที่ 1 โครงร่างของอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง



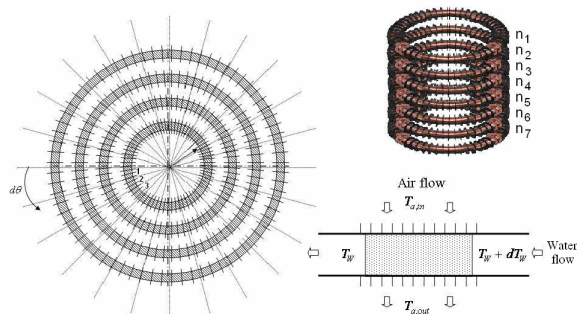
รูปที่ 2 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบสปริงติดครีป

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนประกอบด้วยเปลือกหุ้ม และท่อที่ขดแบบสปริงที่มีรัศมีต่างกันจำนวน 4 ขด แต่ละขดใช้ท่อทองแดง ที่มีขนาดเส้นผ่าน

ศูนย์กลางภายนอก 9.4 มิลลิเมตร มาตัดเป็นท่อแบบสปริงจำนวน 7 ชั้น ที่มีเส้นผ่าศูนย์กลางขดเฉลี่ยคือ 115, 205, 285 และ 365 มิลลิเมตร ครีปวงกลมอลูมิเนียมมีความหนา 0.5 มิลลิเมตร มีเส้นผ่าศูนย์กลางภายนอก 28.25 มิลลิเมตร ส่วนเทอร์มอคัปเปิลได้ถูกติดตั้งไว้ที่ขดที่ 1, 4 และ 7 ของขดท่อแต่ละจุดใช้เทอร์มอคัปเปิล 2 เส้นใช้วัดอุณหภูมิน้ำและอุณหภูมิผิวท่อ

ในการทดลองจะต้องทำการปรับอัตราการไหลและอุณหภูมิของน้ำและอากาศให้ตรงตามเงื่อนไขที่ตั้งไว้ รอจนกระทั่งระบบเข้าสู่สภาวะสมดุล (Steady State) ซึ่งสามารถดูได้จากกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิกับเวลา ณ ตำแหน่งต่างๆ ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งจะแสดงอยู่ในโปรแกรม Data logger ทำการบันทึกค่าแล้วจึงนำข้อมูลที่ได้มาคำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อนสัมพันธ์ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนด้านน้ำและอากาศ ประสิทธิภาพ และค่า Colburn J Factor ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

3. แบบจำลองทางคณิตศาสตร์



รูปที่ 3 ปริมาตรควบคุม (Control Volume) ของแต่ละส่วน

แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขดแบบสปริงติดครีปภายใต้สภาวะผิวแห้ง พื้นฐานของสมการที่ใช้อธิบายถึงความ

ร้อน และลักษณะเฉพาะของการไหล ถูกพัฒนาขึ้นมาจากสมการอนุรักษ์มวลและพลังงาน ถูกใช้โดยงานวิจัยของ Ho และคณะ [9] และของ Naphol และ Wongwises [10] สามารถเขียนได้ดังนี้

การถ่ายเทความร้อนจากอากาศสามารถหาได้จาก

$$dQ = M'_a C_{p,a} R_n (d\theta) (T_{a,in} - T_{a,out}) \quad (7)$$

การถ่ายเทความร้อนไปยังน้ำสามารถหาได้จาก

$$dQ = -M_w C_{p,w} dT_w \quad (8)$$

จากการพิจารณาการสมดุลพลังงานในปริมาตรควบคุม ของแต่ละส่วนเป็นดังนี้

$$-M_w C_{p,w} dT_w = U_o A_o R_n (d\theta) (T_{a,in} - T_w) \quad (9)$$

เมื่อ A_o คือ พื้นที่ผิวด้านนอกของท่อต่อความยาวของท่อในแต่ละขด

$$A_o = \frac{A_{o,tot}}{2\pi R_n} = \frac{(A_b + \eta A_f)}{2\pi R_n} \quad (10)$$

แทน(11) ใน (9) ได้

$$dT_w = \left(\frac{A_{o,tot}}{2\pi R_n} \right) \frac{U_o R_n (d\theta)}{M_w C_{p,w}} T_{a,in} - \left(\frac{A_{o,tot}}{2\pi R_n} \right) \frac{U_o R_n (d\theta)}{M_w C_{p,w}} T_w \quad (11)$$

จัดรูปได้เป็น

$$T_{a,out} = \frac{2\pi R_n U_o}{M_a C_{p,a}} \left(\frac{A_{o,tot}}{2\pi R_n} \right) T_w - \frac{2\pi R_n U_o}{M_a C_{p,a}} \left(\frac{A_{o,tot}}{2\pi R_n} \right) T_{a,in} + T_{a,in} \quad (12)$$

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขดแบบสปริงติดครีบประกอบด้วย ท่อขดแบบสปริงซ้อนกัน 4 ขด ในแต่ละขดจะถูกแปลงให้เป็น ขดท่อกลมที่มีรัศมีเฉลี่ยดังนี้:

$$R_n = \frac{\sqrt{(\pi R_{ci})^2 + p^2}}{2\pi} \quad (13)$$

เมื่อ R_{ci} คือ coil radius, p คือ the pitch of the helical coil

แต่ละขดท่อกลมถูกแบ่งออกเป็นหลายๆส่วน (Segment) ตามรูปที่ 3 การคำนวณจะเริ่มจากส่วนแรก ที่ขดบนสุดต่อเนื่องไปที่ละส่วนตลอดแนวขดท่อกลมสัมผัสพื้นที่สำหรับการทำนายผลสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนด้านอากาศ และด้านน้ำของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนได้มาจากการประมาณค่าข้อมูลจากการทดลอง

ด้านน้ำ

$$Nu_i = \frac{h_i d_i}{k} = 0.128157 De^{0.77257} Pr^{0.310011} \quad (14)$$

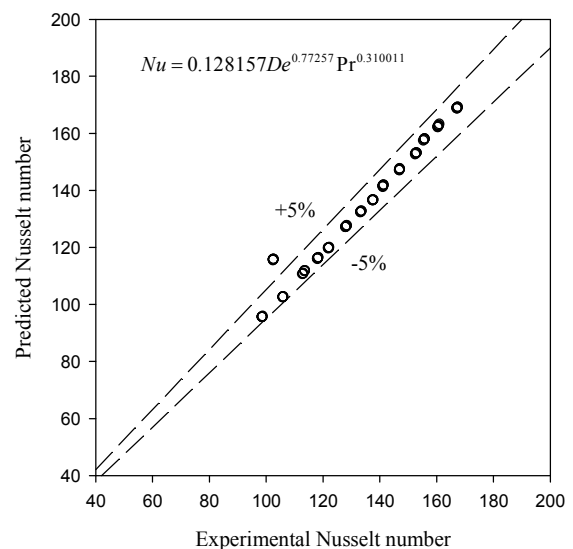
เมื่อ $1200 \leq De \leq 4800$, $7 \leq Pr \leq 9.5$, $15000 \leq Re_i \leq 33000$

ด้านอากาศ

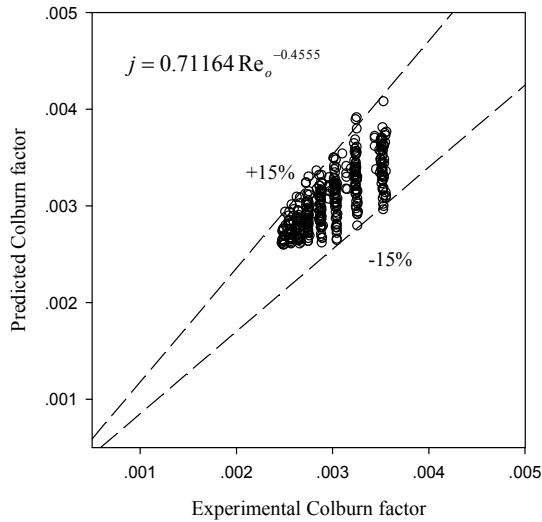
$$j = 0.711641 Re_o^{-0.4555} \quad (15)$$

เมื่อ $7000 \leq Re_o \leq 28000$

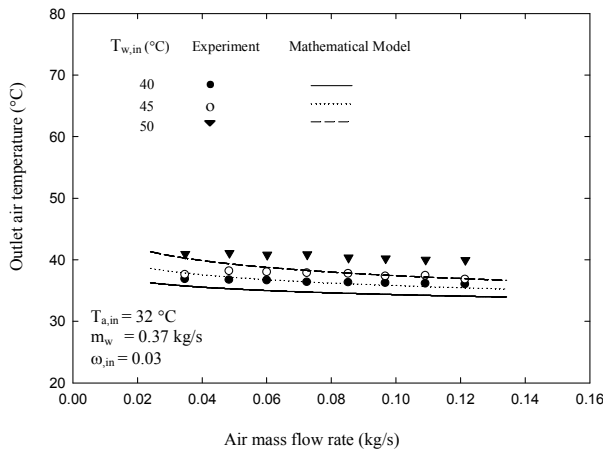
4. ผลการทดลอง



รูปที่ 4 แสดงค่า Nusselt Number ที่ได้จากการทดลองเทียบกับค่าที่ได้จากแทนค่าในสมสัมพันธ์



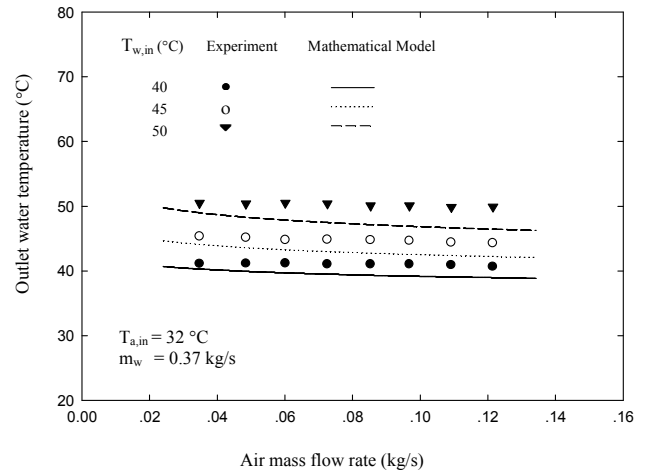
รูปที่ 5 แสดงค่า Colburn J Factor ที่ได้จากการทดลองเทียบกับค่าที่ได้จากแทนค่าในสหสัมพันธ์



รูปที่ 6 อุณหภูมิอากาศที่ทางออกเทียบกับอัตราการไหลของอากาศเมื่อเปลี่ยนอุณหภูมิน้ำที่ทางเข้า

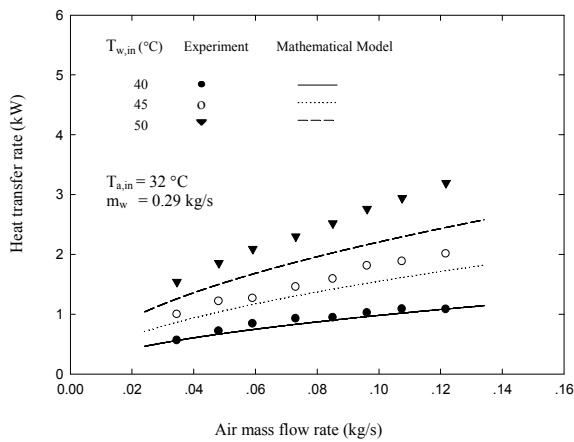
จากรูปที่ 6 พบว่าอุณหภูมิอากาศที่ทางออกมีแนวโน้มลดลงเมื่ออัตราการไหลเชิงมวลของอากาศเพิ่มขึ้น และที่อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศค่าหนึ่ง อุณหภูมิน้ำที่ทางเข้าที่สภาวะ 50 จะมีค่าสูงกว่าที่ 45 และ 40 องศาเซลเซียสตามลำดับ ตลอดช่วงอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศที่ทำการทดลอง เนื่องจากเมื่ออุณหภูมิน้ำที่ทางเข้ามีค่าเพิ่มขึ้นทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนจากน้ำไป

ยังอากาศมีค่าเพิ่มขึ้นตามไปด้วย เมื่อเปรียบเทียบระหว่างผลจากการทดลองเทียบกับผลที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์พบว่า ค่าที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ทำนายผลออกมามีค่าต่ำกว่าเล็กน้อย แต่แนวโน้มของการลดลงของอุณหภูมิอากาศที่ทางออกที่ลดลงตามการเพิ่มขึ้นของอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ เป็นไปในทิศทางเดียวกัน

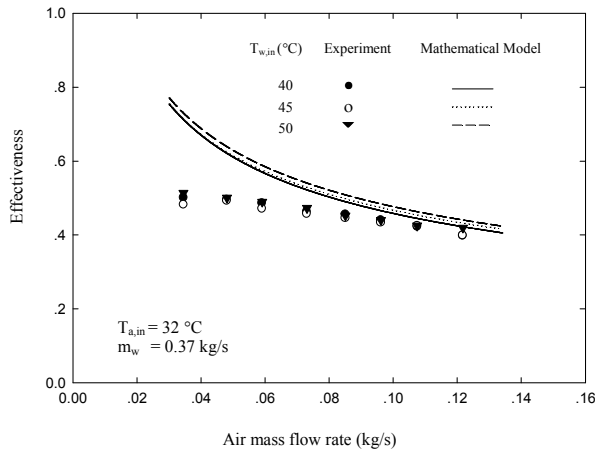


รูปที่ 7 อุณหภูมิมีน้ำที่ทางออกเทียบกับอัตราการไหลของอากาศเมื่อเปลี่ยนอุณหภูมิน้ำที่ทางเข้า

จากรูปที่ 7 จะพบว่าอุณหภูมิน้ำที่ทางออกมีแนวโน้มลดลงเมื่ออัตราการไหลเชิงมวลของอากาศเพิ่มขึ้น เนื่องจากอากาศเป็นตัวรับความร้อน ดังนั้นเมื่ออัตราการไหลเชิงมวลของอากาศเพิ่มขึ้นทำให้เกิดการถ่ายเทความร้อนมากขึ้น อุณหภูมิน้ำที่ทาง ออกจึงมีค่าลดลง เมื่อเปรียบเทียบระหว่างผลจากการทดลองเทียบกับผลที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์พบว่า ค่าที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ทำนายผลออกมามีค่าต่ำกว่าเล็กน้อย แต่แนวโน้มของการลดลงของอุณหภูมิน้ำที่ทางออกที่ลดลงตามการเพิ่มขึ้นของอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ เป็นไปในทิศทางเดียวกัน



รูปที่ 8 อัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย เทียบกับอัตราการไหลของอากาศเมื่อ เปลี่ยนอุณหภูมิน้ำที่ทางเข้า



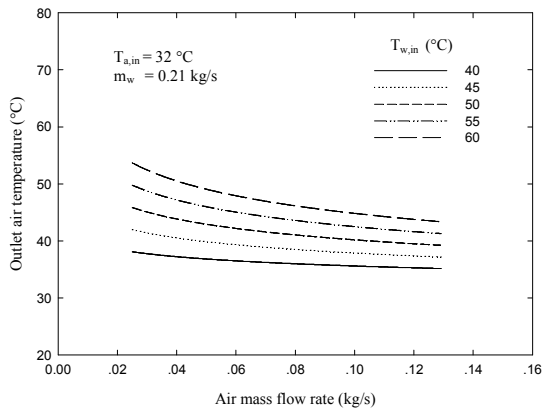
รูปที่ 9 ประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน เทียบกับอัตราการไหลของอากาศเมื่อ เปลี่ยนอุณหภูมิน้ำที่ทางเข้า

จากการรูปที่ 8 ได้อย่างชัดเจนว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วตามการเพิ่มขึ้นของอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ ทั้งนี้เนื่องมาจากอัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยแปรผันตามอัตราความจุความร้อน (Heat Capacity Rate) ของอากาศหรือของไหลทำงาน (Working Fluid) นอกจากนี้ยังสามารถกล่าวได้ว่าอุณหภูมิน้ำที่ทางเข้ามีผลกระทบอย่างมากต่อการทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย

สูงขึ้น เมื่อเปรียบเทียบระหว่างผลจากการทดลองเทียบกับผลที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์พบว่า ค่าที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ทำนายผลออกมามีค่าต่ำกว่าเล็กน้อย แต่แนวโน้มของการเพิ่มขึ้นของอัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยที่เพิ่มขึ้นตามการเพิ่มขึ้นของอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ เป็นไปในทิศทางเดียวกัน

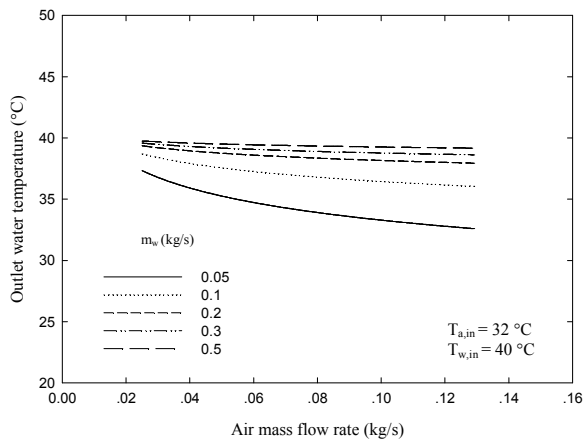
รูปที่ 9 แสดงให้เห็นว่าประสิทธิผลของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีแนวโน้มลดลงอย่างรวดเร็วที่อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศต่ำ และจะลดลงอย่างค่อยเป็นค่อยไปเมื่ออัตราการไหลของอากาศมีค่าสูงขึ้น และที่อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศค่าหนึ่ง การเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิน้ำที่ทางเข้ามีผลทำให้ค่าประสิทธิผลเพิ่มขึ้นเล็กน้อย ทั้งนี้เป็นเพราะอัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยมีค่ามากขึ้น เมื่อเปรียบเทียบระหว่างผลจากการทดลองเทียบกับผลที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์พบว่า ค่าที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ทำนายผลออกมามีค่าสูงกว่าเล็กน้อย แต่แนวโน้มของการลดลงของประสิทธิผลที่ลดลงตามการเพิ่มขึ้นของอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ เป็นไปในทิศทางเดียวกัน

รูปที่ 10 แสดงอุณหภูมิอากาศที่ทางออกเทียบกับอัตราการไหลของอากาศจากการแทนค่าอุณหภูมิน้ำเข้าค่าต่างๆในแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ จะเห็นได้อย่างชัดเจนว่า อุณหภูมิอากาศที่ทางออกมีค่าลดลงอย่างที่อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศต่ำ และจะลดลงอย่างค่อยเป็นค่อยไปเมื่ออัตราการไหลของอากาศมีค่าสูงขึ้น นอกจากนี้การลดลงของอุณหภูมิอากาศที่ทางออกยังสัมพันธ์กับการลดลงของอุณหภูมิน้ำที่ทางเข้าอีกด้วย

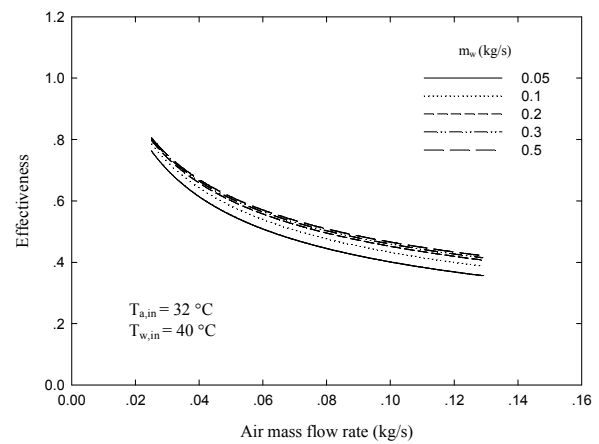


รูปที่ 10 อุณหภูมิมีอากาศที่ทางออกเทียบกับอัตราการไหลของอากาศที่ค่าอุณหภูมิน้ำเข้าค่าต่างๆในแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

รูปที่ 11 แสดงผลของอัตราการไหลของน้ำที่มีต่ออุณหภูมิที่ทางออกพบว่าอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศค่าหนึ่ง การเพิ่มขึ้นของอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำทำให้อุณหภูมิที่ทางออกมีค่าสูงขึ้น อย่างไรก็ตามการลดลงของอุณหภูมิที่ทางออกที่อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำสูงจะมีค่าลดลงน้อยกว่าอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำที่ต่ำกว่าเมื่ออัตราการไหลของอากาศเพิ่มขึ้น



รูปที่ 11 อุณหภูมิมีน้ำที่ทางออกเทียบกับอัตราการไหลของอากาศที่ค่าอัตราการไหลของน้ำค่าต่างๆในแบบจำลองทางคณิตศาสตร์



รูปที่ 12 ประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเทียบกับอัตราการไหลของอากาศที่ค่าอัตราการไหลของน้ำค่าต่างๆในแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

รูปที่ 12 แสดงประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเทียบกับอัตราการไหลของอากาศจากการแทนค่าอุณหภูมิน้ำเข้าค่าต่างๆ สามารถกล่าวได้ว่าประสิทธิภาพมีค่าลดลงเมื่ออัตราการไหลของอากาศเพิ่มขึ้น นอกจากนี้ยังพบว่าประสิทธิภาพมีค่าลดลงอย่างช้าๆที่อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศต่ำ และจะลดลงอย่างค่อยเป็นค่อยไปเมื่ออัตราการไหลของอากาศมีค่าสูงขึ้น

5. สรุปผลการทดลอง

ผลที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เทียบกับการทดลองสามารถสรุปผลได้ดังนี้

(1) ผลที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เทียบกับผลจากการทดลองมีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกันและอยู่ในเกณฑ์ที่ยอมรับได้ ดังนั้นจึงสามารถนำแบบจำลองที่พัฒนาขึ้นนี้ในการอธิบายพฤติกรรมต่างๆที่เกิดขึ้นได้

(2) แบบจำลองทางคณิตศาสตร์นี้สามารถนำไปเป็นแนวทางในการพัฒนาแบบจำลองขั้นสูง และสามารถใช้เป็นแนวทางในการออกแบบอุปกรณ์

แลกเปลี่ยนความร้อนแบบขดแบบสปริง
ติดครีปต่อไปได้

(3) อุณหภูมิของน้ำและอากาศที่
ทางออกเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มขึ้นของ
อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำและ
อุณหภูมิน้ำที่ทางเข้า

(4) อุณหภูมิของน้ำและอากาศลดลง
ตามการเพิ่มขึ้นของอัตราการไหลเชิง
มวลของอากาศ

(5) อัตราการถ่ายเทความร้อนของ
อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแปรผัน
ตรงกับอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำและ
ของอากาศ และอุณหภูมิน้ำที่ทางเข้า

(6) ประสิทธิภาพของอุปกรณ์
แลกเปลี่ยนความร้อนแปรผกผันกับ
อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ แต่
แปรผันตรงกับอัตราการไหลเชิงมวล
ของน้ำและอุณหภูมิน้ำที่ทางเข้า

6. กิตติกรรมประกาศ

ผู้วิจัยขอขอบคุณสำนักงานกองทุน
สนับสนุนการวิจัย(สกว.) ที่ให้การ
สนับสนุนงานวิจัยนี้

7. เอกสารอ้างอิง

[1] Dravid AN., Smith KA., Merrill
EW. and Brian PLT., 1971, Effect
of secondary fluid on laminar
flow heat transfer in helically
coiled tubes. *AIChE. Journal* .
vol. 17, pp. 1114-1122.
[2] Garimella, S., Richards, D.E.
and Christensen, R. N., 1988,
Experimental Investigation of
Heat Transfer in Coiled Annular
Ducts, *Journal of Heat Transfer*,
Vol. 110, pp. 329-336
[3] Figueiredo, A.R. and
Raimundo, A.M., 1996, Analysis
of the Performances of Heat
Exchangers Used in Hot-Water

Stores, *Applied Thermal
Engineering*, Vol. 16, pp. 605-
611.

[4] Xin R.C., Awwad, A., Dong,
Z.F. and Ebadian, M.A., 1997, An
experimental study of single-
phase and two-phase flow
pressure drop in annular
helical pipes. *International
Journal of Heat and Fluid Flow*,
Vol. 18, pp. 482-488.

[5] Prabhanjan, D.G., Raghavan,
G.S.V. and Rennie, T. J. , 2002,
Comparison of Heat
Transferrates between a
Straight Tube Heat Exchanger
and a Helically Coiled Heat
Exchanger, *International
Communication Heat Mass
Transfer*, Vol. 29, pp. 185-191.

[6] Naphon, P. and Wongwises,
S., 2005, Heat transfer
coefficients under dry-and wet-
surface conditions for a spirally
coiled finned tube heat
exchanger, *International
Communication Heat Mass
Transfer*, Vol. 32, pp. 371-385.

[7] Ho, J.C., Wijesundera, N.E.,
Rajasekar, S., Chandratilleke,
T.T., Performance of a compact
spiral coil heat exchanger, *Heat
Recovery Systems and CHP*.
Vol.15 (1995) 457-468.

[8] Naphon, P. and Wongwises,
S., Heat Transfer Characteristics
of a Spirally Coiled, Finned-Tube
Heat Exchanger under Dry-
Surface Conditions, *Heat
Transfer Engineering*. Vol.27
(2006), pp. 25-34.